

**BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

REC'D 01 DEC 2004

WIPO PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**Aktenzeichen:** 103 59 575.9

**Anmeldetag:** 18. Dezember 2003

**Anmelder/Inhaber:** ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart/DE

**Bezeichnung:** Getriebe

**IPC:** F 16 H 1/32

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 13. August 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

**BEST AVAILABLE COPY**

Hoß

**PRIORITY DOCUMENT**  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

15.12.03 Ul/Kei

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

Getriebe

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, insbesondere zum Verstellen beweglicher Teile im Kraftfahrzeug, nach der Gattung des unabhängigen Anspruchs 1.

Mit der EP 0 981 696 B1 ist ein Exzenterzahnradgetriebe bekannt geworden, bei dem ein als Hohlzahnrad ausgebildetes Exzenterrad drehbar auf einem Exzenter gelagert ist, der von einem als Anker ausgebildeten Antriebselement in Rotation versetzt wird. Innerhalb des Hohlzahnrad ist ein Mitnehmer mit einer Außenverzahnung angeordnet, wobei die Außenverzahnung durch abschnittsweises Ineinandergreifen mit der Innenverzahnung des Hohlzahnrad zusammenwirkt, so dass am Mitnehmer ein untersetztes Abtriebsmoment abgegriffen werden kann. Als nachteilig erweist sich insbesondere bei hohen Übersetzungen der niedrige Wirkungsgrad einer solchen Getriebebauform, der durch die Reibung zwischen den Verzahnungen und der Lagerung des Exzenterzahnrad verursacht wird. Außerdem sind bei der Fertigung eines solchen Getriebes enge Toleranzen einzuhalten, da einerseits ein Verklemmen der Verzahnung aufgrund der überbestimmten Lagerung und andererseits ein zu großes Spiel der Verzahnung vermieden werden muss.

Vorteile der Erfindung

Das erfindungsgemäße Getriebe mit den kennzeichnenden Merkmalen des unabhängigen Anspruchs 1 hat den Vorteil, dass durch die Führung der Exzenterbewegung mittels der Zahngeometrie der Innen- und der Außenverzahnung auf einen Exzenter verzichtet werden kann, auf dem das Stirnrad oder das Hohlrad bei herkömmlichen

Exzentergetrieben gelagert ist. Dadurch ist die Lagerung der beiden exzentrisch zueinander bewegten Zahnräder nicht mehr überbestimmt, wodurch die auftretende Reibung der erfindungsgemäßen Lagerung des Stirnrads oder des Hohlrads deutlich reduziert wird. Dadurch lässt sich der Wirkungsgrad eines solchen Getriebes, bei dem die Führung der Exzenterbewegung beim gegenseitigen Abrollen der beiden Verzahnungen ausschließlich durch den gegenseitigen erfindungsgemäßen Zahneingriff erzwungen wird, deutlich steigern. Bei einer solchen exzenterlosen Ausbildung des Taumelgetriebes entfällt die sehr aufwändige präzise Fertigung der Exzenterlagerung.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen ergeben sich vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Merkmale. Um eine zusätzliche Reibung durch die Lagerung des Stirnrads zu vermeiden, ist dieses derart radial beweglich mit dem Antriebs- oder Abtriebsselement verbunden, dass das Stirnrad der durch die Zahngeometrie erzwungenen Exzenterbewegung unter minimalen Reibungsverlusten folgen kann. Dabei wird das Antriebs- oder Abtriebsmoment praktisch ungestört vom Antriebs- bzw. auf das Abtriebsselement übertragen.

Je nach Ausführung des Getriebes kann anstelle des Stirnrads auch das Hohlrad angetrieben werden, wobei dann das unteretzte Abtriebsmoment am Stirnrad abgegriffen werden kann. Daher kann wahlweise das Stirnrad oder das Hohlrad radial flexibel an das entsprechende Antriebs- oder Abtriebsselement gekoppelt werden, um den Wirkungsgrad zu steigern.

Besonders vorteilhaft erweist sich für eine solche Kopplung ein elastisches Element, das das Stirn- oder Hohlrad mit dem Antriebs- bzw. Abtriebsselement verbindet. Das elastische Element kann beispielsweise als Elastomer ausgebildet sein, dessen Form und dessen Materialeigenschaften eine radiale Auslenkung erlauben, jedoch gegenüber einer Torsion relativ starr ausgebildet ist. Eine solche Kopplung weist keine mechanischen Reibflächen auf, so dass der Wirkungsgrad und die Lebensdauer recht hoch ist.

In einer bevorzugten Ausgestaltung ist das Stirnrad als Exzenterrad ausgebildet, das durch das Zusammenwirken mit gehäusefesten Führungselementen an einer Drehung um die Antriebsachse gehindert wird. Dabei kann das Abtriebsmoment direkt am drehbaren Hohlrad abgegriffen werden.

Bei einer alternativen Ausführung ist hingegen das Stirnrad frei drehbar innerhalb eines gehäusefesten Hohlrads angeordnet, wodurch eine kompaktere Bauweise erzielt wird. Der Abtrieb erfolgt hierbei vorteilhaft über einen Mitnehmer, der in entsprechende Aufnahmen des Stirnrads greift.

Ist das Antriebselement als Ankerwelle eines Elektromotors ausgebildet, kann das Hohlrad oder das Stirnrad direkt radial freigängig auf der Motorwelle angeordnet und radial flexibel mit dieser gekoppelt sein. Dabei kann das Getriebe besonders platzsparend im Motorgehäuse angeordnet sein.

In einer weiteren Ausführung ist das Stirnrad drehbar auf einem Steg gelagert und innerhalb eines drehfesten Hohlrads angeordnet. Der Abtrieb erfolgt hierbei über ein zweites Hohlrad mit unterschiedlicher Zähnezahl, das radial freigängig auf dem Abtriebselement gelagert ist und eine Exzenterbewegung gegenüber dem Stirnrad ausführt.

Um das Stirnrad auf eine Exzenterbewegung gegenüber dem Hohlrad zu führen und ein radiales Verschieben der beiden Räder gegeneinander zu verhindern, ist es von Vorteil, den Außendurchmesser der Außenverzahnung des Stirnrads größer auszubilden, als der Innendurchmesser der Innenverzahnung des Hohlrads.

Um die Führung der Exzenterbewegung ohne einer Lagerung des Hohlrads oder des Stirnrads auf einem Exzenter zu realisieren, sind die Verzahnungen als Evolventen- oder Zykloiden-Triebstockverzahnung mit entsprechender erfindungsgemäßer Zahngeometrie ausgeformt.

Ist das Stirnrad oder das Hohlrad radial freigängig auf der Antriebs- oder Abtriebswelle gelagert, so kann dadurch das Verklemmen der Verzahnung minimiert werden bzw. die Fertigung der Verzahnung mit breiteren Toleranzen erfolgen.

Lässt sich beim abschnittsweisen Ineinandergreifen der Außenverzahnung in die Innenverzahnung aufgrund der Zahngeometrie das Stirnrad nicht mehr radial gegen das Hohlrad verschieben, so werden die beiden Räder durch den Rotationsantrieb auf einer Exzenterbewegung zueinander geführt, woraus in Abhängigkeit der Zähnezahldifferenz eine entsprechende Untersetzung folgt.

## Zeichnungen

In den Zeichnungen sind verschiedene Ausführungsbeispiele eines erfindungsgemäßen Getriebes dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

- Figur 1 eine schematische Darstellung eines axial freigängig gelagerten Stirnrads,  
Figur 2 ein weiteres Exzentergetriebe mit radialelastischer Kopplung,  
Figur 3 ein weiteres Getriebe mit einem festen und einem drehbaren Hohlrad und  
Figur 4 und Figur 5 die erfindungsgemäße Ausbildung der Zahngeometrie einer Evolventen- und einer Zykloiden-Triebstockverzahnung.

Figur 1 zeigt schematisch ein Untersetzungsgetriebe 10 mit einem Antriebselement 12, auf dem radial freigängig ein Stirnrad 14 mit einer Außenverzahnung 16 gelagert ist. Das Stirnrad 14 ist innerhalb eines Hohlrads 18 mit einer Innenverzahnung 20 angeordnet und weist Aufnahmen 22 auf, die mit gehäusefesten Sperrelementen 24 zusammenwirken, um das Stirnrad 14 an einer Rotation zu hindern. Das Hohlrad 18 ist mit einem Abtriebselement 26 verbunden, das frei drehbar gelagert ist. Wirkt nun ein Antriebsmoment (dargestellt durch Pfeil 13) auf das Antriebselement 12, wird dieses um eine Achse 28 in Rotation versetzt. Das Stirnrad 14 ist mittels einer torsionssteifen, aber radial freigängigen Kopplung 30 (dargestellt durch Pfeil 30) mit dem rotierenden Antriebselement 12 verbunden und wird auf Grund des Zahneingriffs der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 mit einer speziellen Zahngeometrie zu einer Exzenterbewegung gegenüber dem Hohlrad 18 gezwungen. Da eine Eigenrotation des Stirnrads 14 durch die am Gehäuse 25 angeordneten Sperrelemente 24 verhindert wird, wird das auf der Achse 28 gelagerte Hohlrad 18 mit dem Abtriebselement 26 in Drehung versetzt, wobei das Untersetzungsverhältnis der Differenz der Zähnezahls zwischen der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 entspricht. Somit steht am Abtriebselement 26, das durch den Pfeil 27 dargestellte Abtriebsmoment 27 zur Verfügung. Es ist besonders zu betonen, dass hierbei das Stirnrad 14 nicht auf einem Exzenter gelagert ist, der das Stirnrad 14 auf eine Exzenterbahn zwingen würde, sondern sich die Exzenterbewegung ausschließlich auf Grund der speziellen Zahngeometrie der

Außenverzahnung 14 und der Innenverzahnung 18, initiiert durch Rotationsmoment 13 ergibt.

5 Eine konkrete Ausführung einer radial freigängigen Kopplung 30 ist in einem weiteren Ausführungsbeispiel eines Exzentergetriebes gemäß Figur 2 gezeigt. Das Stirnrad 14 ist hierbei mittels eines elastischen Elements 34 mit einem als Antriebswelle 32 ausgebildeten Antriebselement 12 verbunden. Das Rotationsmoment 13 wird dabei näherungsweise schlupffrei auf das Stirnrad 14 übertragen, bleibt jedoch innerhalb des gehäusefesten Hohlrads 18 gegenüber der Antriebswelle 32 radial frei beweglich. Wird 10 das Antriebselement 12 in Drehung versetzt, führt das Stirnrad 14 bei dieser Ausführung zusätzlich zu der durch die Zahngeometrie erzwungene Exzenterbewegung eine Eigenrotation aus, da keine Sperrelemente 24 angeordnet sind. Hingegen weist das Stirnrad 14 Eingriffelemente 38 auf, in die entsprechende Gegenelemente 40 eines auf der Achse 28 gelagerten Mitnehmers 42 greifen. Auf Grund des Spiels zwischen den 15 Eingriffelementen 38 und den entsprechenden Gegenelementen 40 führt der Mitnehmer 42 eine gleichmäßige Rotation um die Achse 28 aus und stellt am Abtriebsselement 26, das beispielsweise als Abtriebswelle 33 ausgebildet ist, ein Abtriebsmoment 27 zur Verfügung.

20 In einem weiteren Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 weist das Antriebselement 12 einen Steg 44 auf, auf dem das Stirnrad 14 drehbar gelagert ist. Das Antriebselement 12 ist hierbei radial fest auf der Getriebeachse 28 gelagert, so dass beim Einwirken eines Antriebsmoments 13 das Stirnrad 14 gleichmäßig in einem ersten gehäusefesten Hohlrad 46 mit einer Innenverzahnung 48 abrollt. Axial versetzt ist das zweite Hohlrad 18 mit der 25 Innenverzahnung 20 frei drehbar angeordnet, und über eine radial elastische Kopplung 30 mit einer auf der Achse 28 gelagerten Abtriebswelle 33 verbunden. Auf Grund der Zahngeometrie der ineinandergreifenden Außenverzahnung 16 und Innenverzahnung 20 führt das Hohlrad 18 eine Exzenterbewegung aus, die über die radial flexible Kopplung 30 in eine gleichmäßige Rotation der Abtriebswelle 33 umgesetzt wird. Im Gegensatz 30 zum Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 erfolgt hier der Antrieb des Stirnrads 14 über eine radial starre Lagerung und der Abtrieb über das radial elastisch gelagerte Hohlrad 18, das eine zur Rotation überlagerte Exzenterbewegung ausführt.

35 In Figur 4 ist eine vergrößerte Darstellung der Außenverzahnung 16 des Stirnrads 14 und der Innenverzahnung 20 des Hohlrads 18 am Beispiel einer Evolventenverzahnung 49

dargestellt. Ist beispielsweise das Hohlrad 18 radial starr gelagert und das in Rotation versetzte Stirnrad 14 mittels einer elastischen Kopplung 30 radial freigängig gelagert, so führt das Stirnrad 14 allein auf Grund der Zahngeometrie der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 eine Exzenterbewegung aus. Die Momentaufnahme zeigt den maximalen Zahneingriff mit der maximalen Kraftübertragung an der 3-Uhr-Stellung 50. Wird das Stirnrad 14 durch das Antriebsmoment 13 im Uhrzeigersinn gedreht, werden die Zähne 52 der Außenverzahnung 16 in die Lücken 54 der Innenverzahnung 20 gepresst, wie dies durch die Pfeile 56 in der 6-Uhr-Position 58 dargestellt ist. Dabei gleiten die Zahnspitzen 60 radial entlang den Zahnflanken 62, so dass das Stirnrad 14 zusätzlich zur Rotation auf eine Exzenterbahn gezwungen wird. In Figur 4 weist die Außenverzahnung 16 einen größeren äußeren Durchmesser 64 auf, als der Innendurchmesser 66 der Innenverzahnung 20. Die Zahngeometrie der Außenverzahnung 16 und der Innenverzahnung 20 sind dabei so ausgeformt, dass das Stirnrad 14 gegenüber dem Hohlrad 18 radial nicht verschiebbar ist, sondern eine radiale Bewegung nur in Zusammenhang mit einer Rotation des Stirnrads 14 erfolgen kann. Eine solche Exzenterführung ersetzt die drehbare Lagerung des Stirnrads 14 auf einem drehfest auf der Antriebswelle 32 angeordneten Exzenter. Durch die radial freigängige Lagerung des Stirnrads 14 auf der Antriebswelle 32 ist die Lagerung des Getriebes 10 nicht mehr überbestimmt, so dass die Lagerreibung und eine Verklemmung auf Grund des Exzcenters vermieden wird. Dabei wird gezielt das Ineinandertauchen der Zähne 52 von Hohlrad 18 und Stirnrad 14 genutzt, um die Reaktionskräfte aufzunehmen und die Bahn des Stirnrads 14 festzulegen. Außerdem wirken die von der Verzahnung 16, 20 aufgebrachten Führungskräfte für die Exzenterbewegung zwischen Stirn- und Hohlrad 14, 18 auf gleichem Durchmesser, so dass die resultierenden Reibkräfte wesentlich geringer sind, als bei einem Exzenterlager. Dagegen wird die Reibung bei der erfindungsgemäßen Führung der Exzenterbewegung mittels der Zahngeometrie im Wesentlichen durch den Kompromiss zwischen der Vermeidung eines Verklemmens und der Minimierung des Spiels zwischen den beiden Verzahnungen 16, 20 bestimmt. Je geringer die Differenz der Zähnezahle zwischen dem Stirnrad 14 und dem Hohlrad 18 ist, desto einfacher lässt sich eine entsprechend funktionierende Zahngeometrie für die Führung der Exzenterbewegung aufbauen.

Als Beispiel für eine erfindungsgemäße Zahngeometrie für eine Evolventenverzahnung weist das Stirnrad 14 eine Zähnezahle von 30, ein Normalmodul von 2 mm, einen Eingriffswinkel von 30°, einen Kopfkreis von 62,859 mm, einen Fußkreis von 55,13 mm,

5 einen Profilverschiebungsfaktor von 0,0825 und einen Achsabstand (Exzentrizität) von -2 mm auf. Das Hohlrad 18 hat eine Zähnezahl von -32, ein Normalmodul von 2 mm, einen Eingriffswinkel von  $30^\circ$ , einen Kopfkreis von -60,83 mm, einen Fußkreis von -68,559 mm, einen Profilverschiebungsfaktor von 0,0825 und einen Achsabstand (Exzentrizität) von -2 mm. Da die beiden Verzahnungen 16, 20 nicht radial gegeneinander verschiebbar sind, können die beiden Zahnräder nur axial ineinander geschoben werden, um einen Zahneingriff herzustellen. Bei solch einer Anordnung findet die Führung der Exzenterbewegung ausschließlich mittels der Zahngeometrie statt. Die Zahnflanken 62 der einen Verzahnung 20 zwingen die Zahnspitzen 60 der anderen Verzahnung 16 in die entsprechende Zahnücke 54. Daher ist das Getriebe 10 exzenterlos ausgebildet. Dabei wird weder das Stirnrad 14 noch das Hohlrad 18 mittels eines Exzcenters geführt, sondern lediglich radial frei beweglich auf der An- oder Abtriebswelle 32, 33 angeordnet.

15 Figur 5 zeigt eine weitere erfindungsgemäße Ausführung der Verzahnung 16, 20 als Zykloiden-Triebstock-Verzahnung 68, wobei das Hohlrad 18 als Innenverzahnung 20 zylinderförmige Walzen 70 aufweist, die entweder als frei drehbare Hülsen 72 oder hohlradfeste Ausformungen 74 ausgebildet sind. Das Stirnrad 14 weist mehrere kreisförmige Aussparungen 76 auf, die beispielsweise mit gehäusefesten Sperrelementen 24 oder mit Gegenelementen 40 eines Mitnehmers 42 zusammenwirken. Wie bei der Evolventenverzahnung 49 in Figur 4 wird das in Rotation versetzte Stirnrad 14 auf Grund der Zahngeometrie auf eine Exzenterbahn gezwungen. Die maximale Momentübertragung findet hierbei in der 12-Uhr-Position 53 statt. Die exzenterlose Zwangsführung der Zahnspitzen 60 entlang der kreissegmentförmigen Zahnflanken 62 ist wiederum durch die Pfeile 56 dargestellt.

25 Es sei angemerkt, dass hinsichtlich der in allen Figuren und der Beschreibung dargestellten Ausführungsbeispiele vielfältige Kombinationsmöglichkeiten der einzelnen Merkmale untereinander möglich sind. Insbesondere können die konkreten Getriebebauform (Exzenter-, Planetengetriebe), die Ausformung der Verzahnung, die Ausgestaltung des Antriebs- und Abtriebslements 12, 26 beliebig variiert werden. Wesentlich ist dabei lediglich, dass die Exzenterbewegung des Stirnrads 14 gegenüber des Hohlrads 18 durch die Zahngeometrie der Außen- und Innenverzahnung 16, 20 geführt wird, so dass das Stirnrad 14 oder das Hohlrad 18 radial freigängig gegenüber der Getriebeachse 28 angeordnet werden. Dabei kann die radial flexible Kopplung 30



beliebig ausgeführt werden. Das Untersetzungsgetriebe 10 findet vorzugsweise Anwendung für die Verstellung von Sitzteilen oder für einen Scheibenwischerantrieb in Kombination mit einem Elektromotor, kann jedoch auch für beliebige andere Antriebe eingesetzt werden.

15.12.03 UI/Kei

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

Ansprüche

1. Getriebe (10), insbesondere zum Verstellen beweglicher Teile im Kraftfahrzeug, mit einem eine Außenverzahnung (16) aufweisendem Stirnrad (14), das mit einem eine Innenverzahnung (20) aufweisendem Hohlrad (18) kämmt, wobei die Zähneanzahl der Innenverzahnung (20) zur Erzeugung einer Getriebeübersetzung um mindestens eins größer ist, als die Zähnezahl der Außenverzahnung (16) und das Stirnrad (14) und das Hohlrad (18) eine Exzenterbewegung relativ zueinander ausführen, dadurch gekennzeichnet, dass die Führung der Exzenterbewegung mittels der aufeinander abgestimmten Zahngeometrie der Innen- und Außenverzahnung (20, 16) erfolgt.
2. Getriebe (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) mit einem um eine Achse (28) rotierenden Antriebselement (12, 32) oder Abtriebselement (26, 33) gekoppelt ist, wobei die Kopplung (30, 34) radial flexibel zur Achse (28) ausgebildet ist.
3. Getriebe (10) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (18) mit einem um die Achse (28) rotierenden Antriebselement (12, 32) oder Abtriebselement (26, 33) gekoppelt ist, wobei die Kopplung (30, 34) radial flexibel zur Achse (28) ausgebildet ist.
4. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kopplung (30) ein elastisches Element (34), insbesondere ein Elastomer, aufweist, das torsionssteif und radial beweglich ausgebildet ist.

5. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) an einer Rotation um die Achse (28) gehindert wird und das Hohlrad (18) frei drehbar gelagert ist.
- 5 6. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) frei drehbar und das Hohlrad (18) drehfest angeordnet ist.
- 0 7. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebsselement (26) als Mitnehmer (42) ausgebildet ist, der mit Eingriffselementen (38, 22) des Stirnrads (14) zusammenwirkt.
- 15 8. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Antriebselement (12) von einer Motorwelle (32) gebildet ist.
9. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) drehbar auf einem Steg (44) des Antriebselements (12, 32) angeordnet ist und mit zwei axial zueinander angeordneten Hohlrädern (46, 18) mit unterschiedlicher Zähnezah kämmt.
- 20 10. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Außendurchmesser (64) der Außenverzahnung (16) größer ist, als der Innendurchmesser (66) der Innenverzahnung (20).
- 25 11. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenverzahnung (20) und die Außenverzahnung (16) als eine Evolventenverzahnung (49) oder Zykloiden-Triebstock-Verzahnung (68) ausgebildet ist.
- 30 12. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Stirnrad (14) oder das Hohlrad (18) radial freigängig auf einer Antriebswelle (32) oder einer Abtriebswelle (33) gelagert ist.

13. Getriebe (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Innenverzahnung (20) derart in die Außenverzahnung (16) greift, dass das Stirnrad (14) gegenüber dem Hohlrad (18) radial nicht verschiebbar ist.

15.12.03 Ul/Kei

ROBERT BOSCH GMBH, 70442 Stuttgart

Getriebe

Zusammenfassung

Getriebe (10), insbesondere zum Verstellen beweglicher Teile im Kraftfahrzeug, mit einem eine Außenverzahnung (16) aufweisendem Stirnrad (14), das mit einem eine Innenverzahnung (20) aufweisendem Hohlrad (18) kämmt, wobei die Zähneanzahl der Innenverzahnung (20) zur Erzeugung einer Getriebeübersetzung um mindestens eins größer ist, als die Zähnezahzahl der Außenverzahnung (16) und das Stirnrad (14) und das Hohlrad (18) eine Exzenterbewegung relativ zueinander ausführen, wobei die Exzenterbewegung ausschließlich mittels der aufeinander abgestimmten Zahngeometrie der Innen- und Außenverzahnung (20, 16) geführt ist.

(Figur 2)

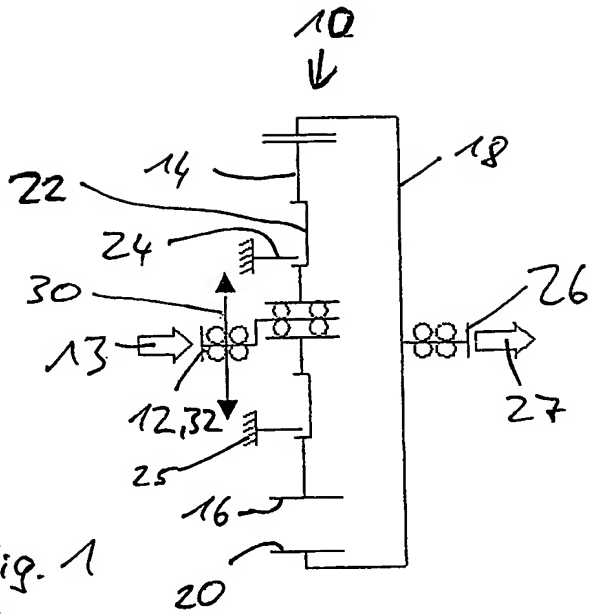


Fig. 1

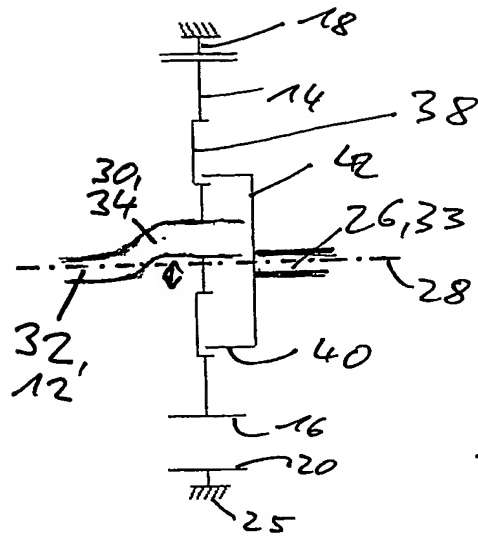


Fig. 2

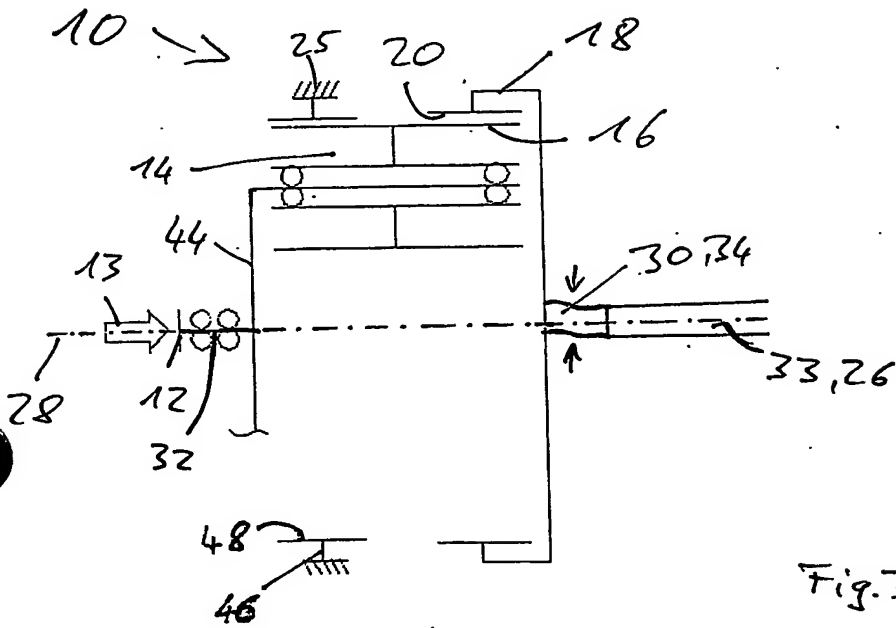
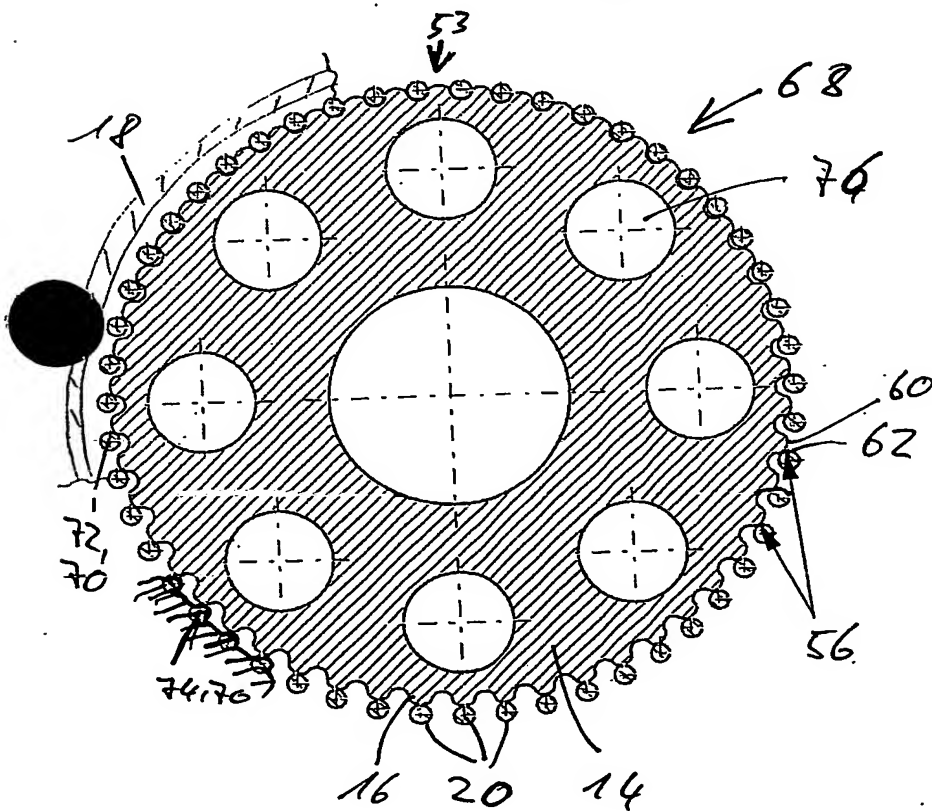
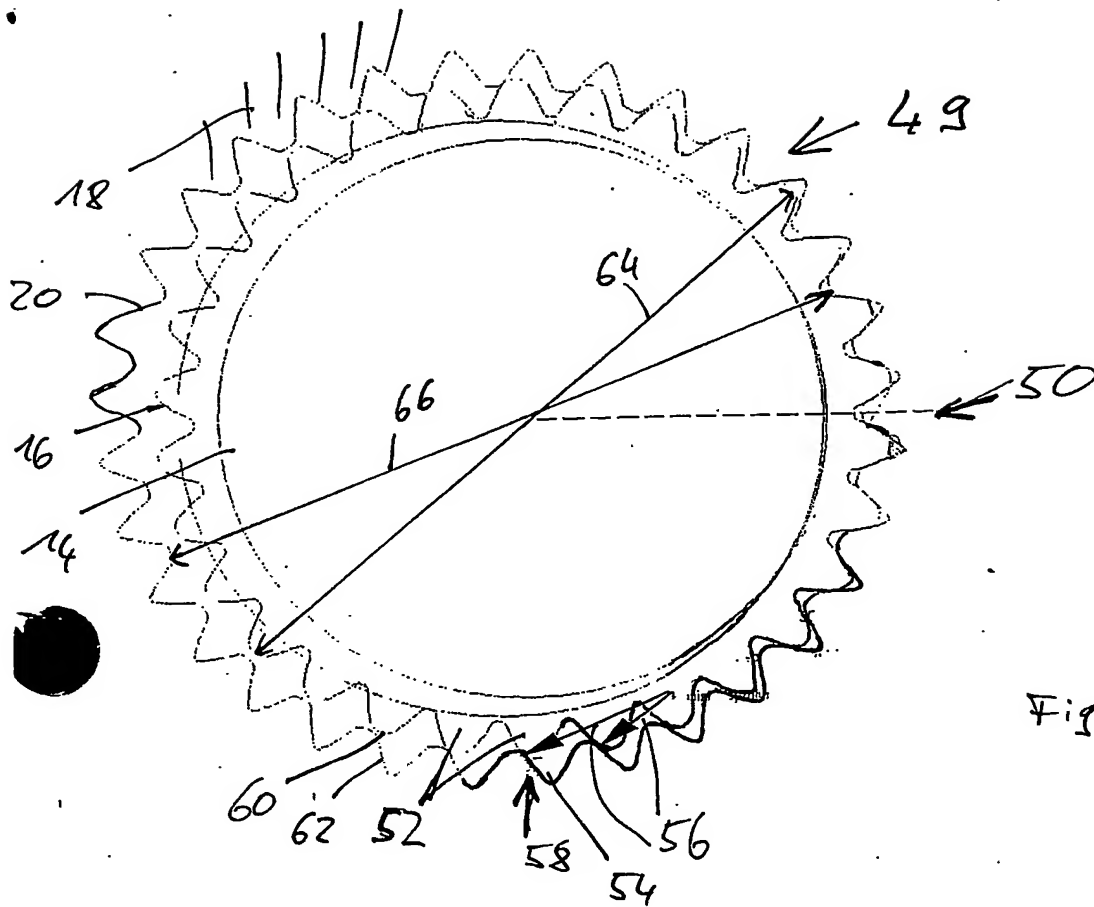


Fig. 3



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record.**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☒ **BLACK BORDERS**

☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**

☐ **FADED TEXT OR DRAWING**

☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**

☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**

☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**

☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**

☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**

☒ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**

☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**